

VŠB-Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra Energetiky

Návrh tepelného čerpadla voda-voda
Water to Water Heat Pump Design

Student: Bc. Lukáš Titz

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Mojmír Vrtek

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Titz**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh tepelného čerpadla voda - voda**
Water to Water Heat Pump Design

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt systému vytápění a přípravy teplé vody ve vybraném rodinném domě se známou tepelnou ztrátou s využitím tepelného čerpadla. Při návrhu vycházejte z konkrétních klimatických poměrů v dané lokalitě. Diplomová práce bude obsahovat:

1. Výpočet sezónní potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody, kapacitní a bilanční výpočty na základě databáze simulace normálního roku. Konstrukční návrh tepelného čerpadla a zapojení TČ do stávajícího systému.
2. Stanovení environmentálního přínosu projektu a ekonomické vyhodnocení.
3. Grafickou část: Sestava TČ, schéma systému vytápění a přípravy teplé vody, dispoziční uspořádání v rámci objektu.

Seznam doporučené odborné literatury:

KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8.
NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.
DVOŘÁK, Z.; KLAZAR, L.; PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.
PETRÁK, J.; PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.
TURNER, W. C. *Energy Management Handbook*. 5. vydání. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0-13-728098-X.
MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě dne.....

podpis studenta.....

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne.....

podpis studenta.....

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Titz

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ant. Sovy 10 Opava, 74705

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TITZ, L. *Návrh tepelného čerpadla voda-voda: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 55 s. Vedoucí práce: Vrtek, M.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem tepelného čerpadla voda – voda. První část popisuje o obecných věcech týkajících se tepelných čerpadel. Jedná se o rozdělení, princip činnosti atd. Další část je věnovaná konstrukci samostatného tepelného čerpadla, kde jsou uvedeny výpočty důležité pro navrhnutí jednotlivých součástí. Dále obsahuje kapacitní a bilanční výpočty na základě databáze simulace normálního roku. Diplomová práce je ukončena porovnáním plynového kotle a tepelného čerpadla pomocí ekonomického a environmentálního hlediska.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

TITZ, L. *Water to Water Heat Pump Design: Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2013, 55 p. Thesis head: Vrtek, M.

This thesis deals with the design of a heat pump water to water. The first section describes general matters related to heat pumps, for example a division, a principle of operation, etc. Next section is aimed at the construction of a separate heat pump, there are stated the computations which are important for designing individual components. It also includes a capacitive and balance calculations based on the simulation of a regular year. The thesis is completed by comparing a gas boiler with a heat pump taking into the economic and the environmental point of view.

Obsah

PŘEHLED VELIČIN:.....	1
1. ÚVOD	3
2. HISTORIE TEPELNÉHO ČERPADLA.....	4
3. OBECNÉ SEZNÁMENÍ S TEPELNÝM ČERPADLEM.....	5
3.1 ENERGETICKÁ BILANCE	6
4. PRINCIP ČINNOSTI TEPELNÉHO ČERPADLA.....	7
4.1 KOMPRESOROVÁ TEPELNÁ ČERPADLA.....	7
4.2 ABSORPČNÍ TEPELNÁ ČERPADLA.....	8
5. JEDNOTLIVÉ TYPY TEPELNÝCH ČERPADEL	10
5.1 TEPELNÉ ČERPADLO VZDUCH – VODA	10
5.2 TEPELNÉ ČERPADLO ZEMĚ – VODA.....	11
5.3 TEPELNÉ ČERPADLO VODA – VODA	13
5.4 TEPELNÉ ČERPADLO S INTEGROVANOU REKUPERAČNÍ JEDNOTKOU	14
6. TEPELNÉ ZTRÁTY A SPOTŘEBA TEPLA PRO DANÝ OBJEKT	16
6.1 TEPLNÉ ZTRÁTY DOMU	17
6.2 CELKOVÁ SPOTŘEBA TEPLA	18
7. KAPACITNÍ A BILANČNÍ ÚDAJE	19
8. NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA	24
8.1 VÝPOČET OBĚHU TEPELNÉHO ČERPADLA	24
8.2 NÁVRH POTRUBÍ TČ	28
8.3 NÁVRH SOUČÁSTÍ.....	30
9. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	37
9.1 INVESTICE.....	37
9.2 VÝPOČET MNOŽSTVÍ ENERGIE PRO OHŘEV TV	39
9.3 VÝPOČET POTŘEBY ENERGIE NA VYTÁPĚNÍ	40
9.4 CELKOVÁ SPOTŘEBA EL. ENERGIE.....	41
9.5 PROVOZNÍ NÁKLADY	42
9.6 NÁVRATNOST.....	44
10. ENVIRONMENTÁLNÍ HODNOCENÍ	45
11. ZÁVĚR.....	48
12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	49

Přehled veličin:

N	[Kč]	investiční náklady
P	[W]	příkon
Pl _{jis}	[Kč]	platba za jistič
Pl _{KAP}	[Kč]	stálý měsíční plat za kapacitu
Q	[W]	tepelná ztráta
$\dot{Q}_{0,T\check{C}}$	[kW]	chladicí výkon tepelného čerpadla
$\dot{Q}_{T,T\check{C}}$	[kW]	topný výkon tepelného čerpadla
S	[m ²]	plocha
Sp _{ee}	[Kč]	spotřeba el. energie pro domácnost
T _K	[°C]	kondenzační teplota
T _V	[°C]	teplota vypařování
V	[m ³]	objem
\dot{V}	[m ³ .h ⁻¹]	objemový průtok
c	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
d	[mm]	průměr
d _{ot}	[den]	počet dnů provozu v daném období
f _l		koefficient vlivu nesoučasnosti výpočetních hodnot
h	[kJ.kg ⁻¹]	entalpie
i _{LV}	[m ² .s ⁻¹ .Pa ^{-0,67}]	součinitel spárové průvzdušnosti
k	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
l	[m]	délka
\dot{m}	[kg.h ⁻¹]	hmotnostní průtok
n	[rok]	doba trvání
p ₁	[-]	přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí
p ₂	[-]	přirážka na urychlení zátoku
q	[W.m ⁻²]	hustota tepelného toku
q _{T,t}	[kJ.kg ⁻¹]	teoretická hmotová topivost
q _T	[kJ.kg ⁻¹]	skutečná hmotová topivost
q ₀	[kJ.kg ⁻¹]	hmotová chladihost
a _t	[kJ.kg ⁻¹]	teoretická měrná práce
a	[kJ.kg ⁻¹]	skutečná měrná práce
t	[°C]	teplota
v	[m ³ .kg ⁻¹]	měrná hmotnost
w	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění

z	[-]	koefficient energetických ztrát
α	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]	součinitel přestupu tepla
ε	[-]	topný faktor
σ	[-]	kompresní poměr
φ	[-]	čerpací poměr
λ	[$W.m^{-1}.K^{-1}$]	součinitel tepelné vodivosti
ρ	[$kg.m^{-3}$]	hustota
τ	[<i>hod</i>]	počet hodin
η	[-]	účinnost

1. Úvod

V době, ve které dochází k neustálému zvýšení cen za energie, je třeba hledat úsporná opatření. Základem je mít zateplený dům a plastová okna, aby se předešlo velkým ztrátám tepla do okolí. Dalším krokem je najít vhodný zdroj tepla pro vytápění a ohřev teplé vody.

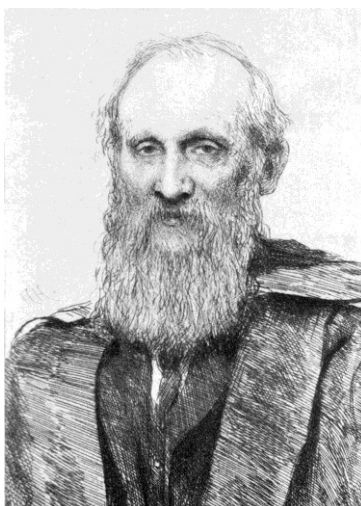
Dle mého osobního názoru je tímto krokem právě investování do tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo využívá vodu, zemi nebo vzduch, kterým odebírá teplo. Tato tepelná energie se běžným způsobem nedá využít. Jedná se o tzv. nízkopotenciální teplo. Avšak pomocí tepelného čerpadla jej můžeme přeměnit na teplotu tak vysokou, že lze použít pro vytápění nebo ohřev TV.

Bohužel, díky relativně nízké poptávce je pořizovací cena stále vysoká a běžnému člověku se může zdát, že nemá cenu investovat do takového zařízení. Pravdou je, že díky dotacím, o které si můžeme zažádat, pokud splňujeme jistá kritéria a nízkému tarifu za elektřinu tuto skutečnost vyvrací. Návratnost se pohybuje od pěti po deset let.

Úkolem v mé diplomové práci je navrhnout tepelné čerpadlo voda-voda, které bude sloužit jako hlavní zdroj tepla pro vytápění a přípravu TV rodinného domu.

2. Historie tepelného čerpadla

V roce 1852 William Thomson, také znám jako Lord Kelvin položil základní koncept tepelného čerpadla. Chtěl dokázat teorii, že teplo přechází z části teplejší na studenější, kterou popsal v druhém termodynamickém zákoně. Vyvinul zařízení, které bylo základem pro ledničky, chlazení a klimatizace v domech.



Obr. 1 – William Thomson

V roce 1940 americký vynálezce Robert C. Webber omylem dostal nápad na vytvoření prvního tepelného čerpadla. Bylo to právě tehdy, kdy experimentoval s jeho mrazničkou a popálil si ruku o výstupní potrubí chladicího systému. Propojil výstup z mrazáku s bojlerem na teplou vodu. Přebytek tepla, odstranil napojením horké vody na potrubní smyčku a větrákem hnal teplý vzduch do domu. Kromě čerpání tepla z mrazničky se rozhodl získávat teplo i z podzemí pomocí zemních kolektorů.

V roce 1940 bylo tepelné čerpadlo populární pro svou vysokou efektivnost.

3. Obecné seznámení s tepelným čerpadlem

Tepelné čerpadlo využívá energii obsaženou v okolním prostředí. Odebírá mu teplo a předává ho na vyšší teplotní hladinu. Jedná se o tzv. nízkopotenciální teplo, které může být získáno:

- Z vody
- Ze země
- Ze vzduchu

Toto teplo je pro svou relativně nízkou teplotu nevyužitelné běžným způsobem. Nicméně pro vytápění či ohřev teplé vody je dostačující.

Nízkopotenciální zdroje tepla musí splňovat základní požadavky [16] :

- co nejvyšší teplotní úroveň zdroje
- co nejmenší rozdíl mezi teplotní úrovní zdroje a výstupní teplotou pro spotřebič vyrobeného tepla
- dostupnost zdroje tepla v libovolném čase
- co nejmenší energetická náročnost dopravy hmotnostního toku zdroje nízkopotenciálního tepla do systému tepelného čerpadla
- co nejmenší fyzikální a chemické účinky zdroje na výměníky tepla v systému tepelného čerpadla
- co nejmenší závislost zdroje na podnebí, půdních a geografických podmínkách

Tepelné čerpadla se rozdělují dle využívaného nízkopotenciálního tepla. Nejprve je uvedeno z jakého zdroje teplo čerpáme a dále pak, jakému médiu teplo předáváme.

Tepelné čerpadlo typu:

- vzduch-voda
- země-voda
- voda-voda
- vzduch-vzduch
- voda-vzduch

Tepelné čerpadla se dále dělí dle typu pohonu na:

- kompresorová
- absorpční

3.1 Energetická bilance

3.1.1 Topný faktor

Je základní ukazatel pro hodnocení efektivity tepelného čerpadla. Udává, kolikrát se zvýšil získaný výkon proti vynaložené energii. Například pokud bude topný faktor roven 3, znamená to, že z jedné kWh elektrické energie získáme 3 kWh tepelné energie. Topný faktor je dán následujícím vzorcem:

$$\varepsilon_T = \frac{Q}{E} [-] \quad (3.1)$$

Q...	teplo dodané do vytápění	[kWh]
E...	energie pro pohon tepelného čerpadla	[kWh]

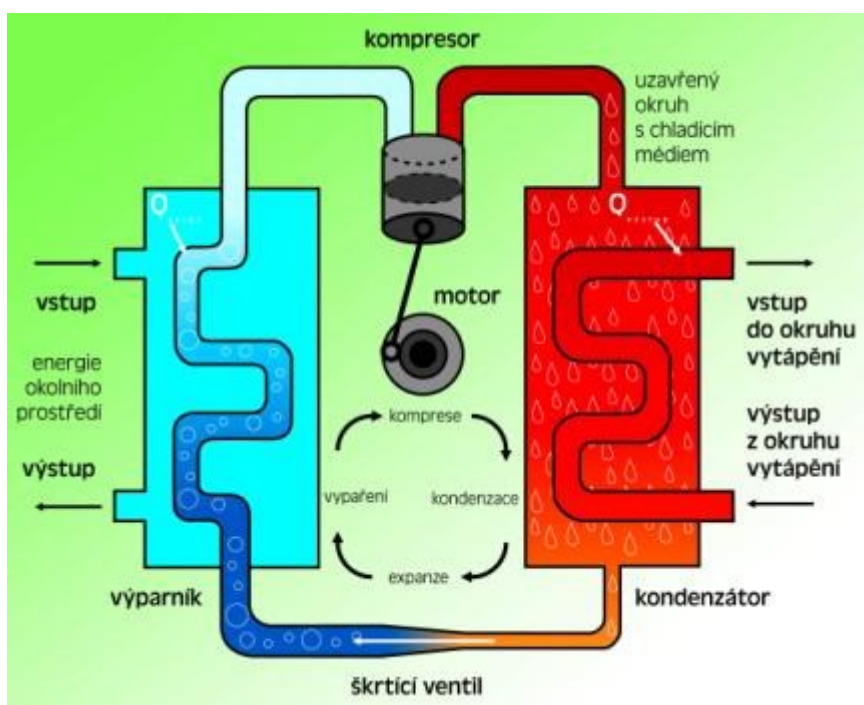
Jak lze ovlivnit velikost topného faktoru [7]:

- Zvážit primární zdroj energie. Systémy vzduch – voda jsou sice nejlevnější, ale v zimě mají nízký TF
- Je výhodnější v objektu volit otopný systém s co nižší teplotou (podlahové a stěnové vytápění mají teplotu asi 30°C)
- Je třeba určit, zda je samotné TČ dostatečným zdrojem tepla (většinou nikoliv) a zvolit případně vhodnou kombinaci s jiným zdrojem.

4. Princip činnosti tepelného čerpadla

4.1 Kompresorová tepelná čerpadla

Základem tepelného čerpadla je uzavřený okruh, ve kterém proudí pracovní látka neboli chladivo. Okruh je tvořen soustavou výměníků a kompresoru. Kompresor může být buď pístový, spirálový nebo rotační.



Obr. 2 - Schéma energetického toku

Princip činnosti:

- Teplo je odebráno z okolního prostředí pracovní látkou (chladivo) a přeneseno do výparníku.
- Ve výparníku je teplo odnímáno prostřednictvím chladiva, které se v důsledku ohřátí odpařuje.
- Páry chladiva jsou odsávány a stlačovány v kompresoru. Tím se zvýší jejich tlak a teplota.
- Páry jsou odváděny do kondenzátoru, kde předávají teplo ohřívané látce. Zároveň se ochladí a kondenzují.
- Chladivo v kapalném stavu je odváděno přes expanzní ventil do výparníku a celý cyklus se opakuje.

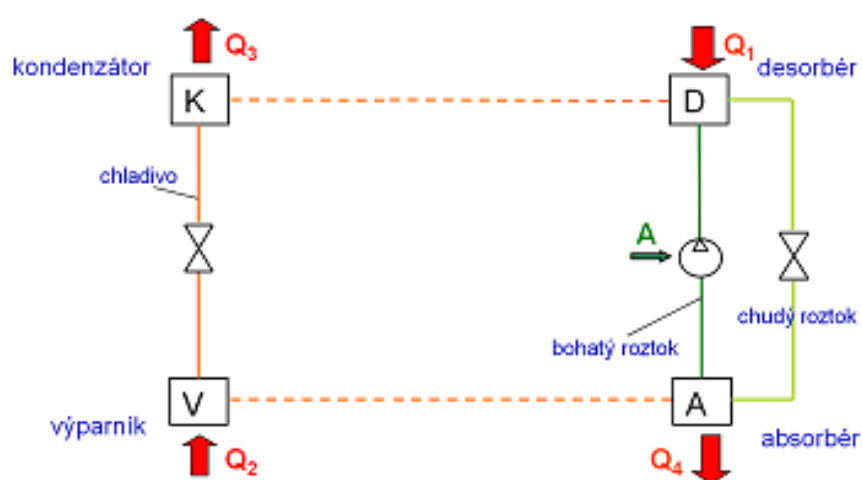
4.2 Absorpční tepelná čerpadla

U tohoto oběhu jsou dvě pracovní látky, které plní funkci chladiva a absorbentu. Bez těchto látek by oběh nefungoval. Jako chladivo se používá čpavek a voda je zde jako absorbent. Popřípadě bromid lithný jako absorbent a voda jako chladivo.

Princip činnosti [8]:

- Ve výparníku se vypařuje roztok vysoké koncentrace, blížíci se 1 (tzv. přibližně čisté chladivo), za tlaku p_0 daného vypařovací teplotou. Páry proudí s rozdílem tlaku do absorbéru, od něhož z vypuzovače přitéká roztok. Páry chladiva jsou tímto roztokem pohlcovány, jeho koncentrace roste až na konečnou hodnotu, kdy je nazýván roztokem bohatým. Protože se u dvojice čpavek – voda vyvíjí při pohlcování par teplo, je třeba roztok v absorbéru chladit.
- Bohatý roztok je čerpadlem dopravován do vypuzovače, v němž je tlak odpovídající kondenzačnímu. Přívodem tepla se z roztoku vypudí chladivo, roztok sníží svou koncentraci a jako chudý roztok je veden zpět do absorbéru.
- Plynné chladivo opouštějící vypuzovač je vedeno do kondenzátoru, kde zkapalní za kondenzačního tlaku, jenž odpovídá teplotě kondenzace. Kapalně chladivo je poté vedeno přes škrtkový ventil do výparníku k opětovnému vypaření.

- V oběhu čpavek – voda nedochází při vypuzování par z vypuzovače čistá pára chladiva, ale odchází pára smíšená s párami absorbentu. Pára absorbentu zkondenzuje v kondenzátoru a dostává se s chladivem do výparníku. Zde se z roztoku vypařuje chladivo, kapalný absorbent se ve výparníku hromadí a snižuje hodnotu koncentrace roztoku ve výparníku. Tímto roste při stálém vypařovacím tlaku vypařovací teplota. Je nutné čas od času tzv. zvodnatělý čpavek přepustit do absorbéru. Toto přepouštění nemusí probíhat odstavením zařízení, ale lze ho plynule provést za provozu



Obr. 3 - schéma jednostupňového absorpčního oběhu

5. Jednotlivé typy tepelných čerpadel

5.1 Tepelné čerpadlo vzduch – voda

Jeden z nejběžnějších typů tepelných čerpadel je právě tepelné čerpadlo vzduch – voda. Odebírá tepelnou energii z okolního prostředí. Vzduch je nasáván do tepelného čerpadla a díky chladivu, obsaženému v okruhu jej předá topné vodě. Tento typ dosahuje nižší sezónní účinnosti. Důvodem je kolísání teplot během roku, kde dochází k výraznému poklesu výkonu při nízkých venkovních teplotách. Vyrábí se v těchto provedeních:

- Venkovní instalace (zařízení je umístěno mimo objekt)
- Vnitřní instalace (zařízení je umístěno ve sklepních prostorech atd.)
- Kombinace instalací (tzv. split systém)

Výhody:

- Jednoduchá instalace, nenáročná na prostor
- Nízké investiční a provozní náklady
- Vhodné pro vytápění bazénů
- Tichý provoz

Nevýhody:

- Při nízkých teplotách klesá výkon, topný faktor
- Kratší životnost než čerpadla, která odebírají teplo ze země či vody
- V zimních obdobích se zvyšují náklady na provoz



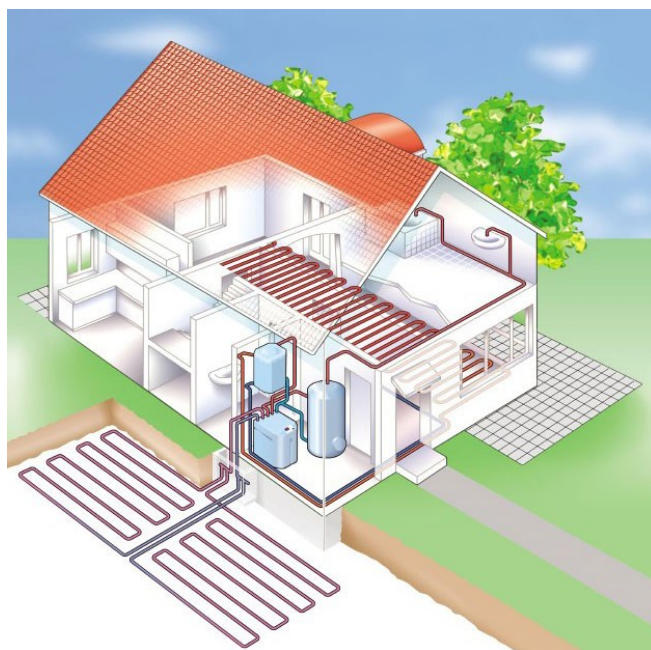
Obr. 4 – Tepelné čerpadlo vzduch – voda

5.2 Tepelné čerpadlo země – voda

Tento typ tepelných čerpadel odebírá teplo z půdy. Můžeme jej rozdělit podle zdroje tepla na:

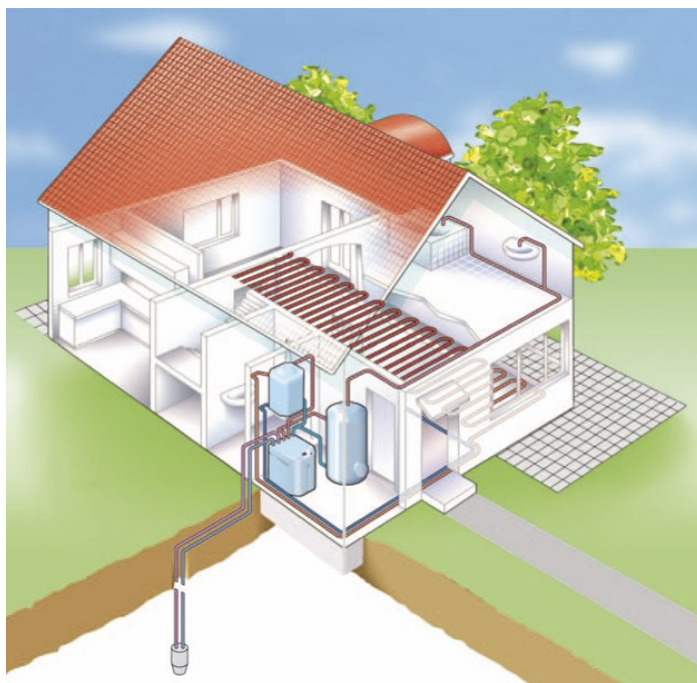
- Zemní kolektory
- Hlubinné vrty

Získávání tepla pomocí zemních kolektorů se provádí v hloubce od 1 metru po hloubku 2 metrů. Tepelné čerpadlo s plošným kolektorem odebírá ze země „pod sebou“ přibližně 2 % energie. Zbývajících 98 % odebere z vrstvy zeminy „nad sebou“, kde je akumulovaná solární energie ze slunce. Plošný kolektor je tak v podstatě rozměrný sluneční kolektor, doplněný o obrovský „hliněný“ akumulátor tepla s ročním cyklem nabíjení a vybíjení. Plošný kolektor za rok odebere pro potřeby tepelného čerpadla jen asi 2,5 % z toho, co ze slunce během roku získá. Dobře provedený plošný kolektor se tedy nemůže ani v dlouhodobém horizontu energeticky vyčerpat, protože během léta vždy s bohatou rezervou regeneruje. V jarním a letním období je energie dodávaná ze slunce tak vysoká, že kolektor rychle regeneruje a tepelné čerpadlo současně může dodávat teplo pro ohřev teplé vody nebo třeba pro bazén. [11]



Obr. 5 - Tepelné čerpadlo země – voda (zemní kolektor)

U hlubinných vrtů jde o svislé zemní sondy na jímání tepla, které na rozdíl od potrubních kolektorů vyžadují jen málo místa, a které se pomocí vrtných zařízení dají umístit do hloubky až 100 m. Tyto zemní sondy sestávají z patky sondy a ze svislých souvislých trubek z polyethylenu, jak je znázorněno na obrázku. Podobně jako u zemních kolektorů cirkuluje systémem nemrz. směs, která teplo zemi odnímá. Měrný výkon sond je závislý na složení půdy a pohybuje se mezi 30 a 100 W na metr zemní sondy. Podle typu TČ a podle jakosti půdy se pro jedno vytápěcí zařízení zřídí případně více sond. Projekt takovýchto zařízení je třeba předložit k posouzení a požádat příslušný místní úřad o schválení. [12]



Obr. 6 - Tepelné čerpadlo země – voda (hlubinné vrty)

Výhody:

- Nižší spotřeba elektřiny než u tepelných čerpadel odebírající teplo ze vzduchu
- Nízké investiční náklady na pořízení zemního kolektoru

Nevýhody:

- Dostatečně velký pozemek pro zemní kolektor
- Zemina musí umožňovat provedení výkopů do potřebné hloubky
- Vyšší investiční náklady pro pořízení vrtů, také nutnost vyřídít stavební povolení

5.3 Tepelné čerpadlo voda – voda

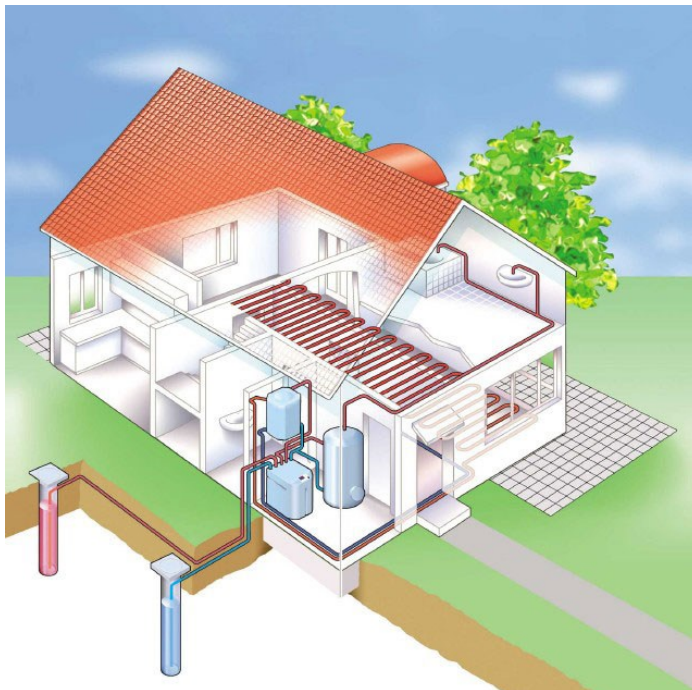
Toto tepelné čerpadlo je z důvodu náročných podmínek na instalaci málo využívaným typem. Pokud ovšem dosáhneme těchto podmínek, pracuje stroj s mnohem nižšími náklady než předchozí typy. Hlavní výhodou je, že v zimních obdobích si spodní voda udržuje stálou teplotu. Přibližně 8-13 °C. Nutno zřídit dvě studny. Jedna slouží pro čerpání vody a druhá slouží jako studna vsakovací (jímá vodu). Krom podzemní vody můžeme využívat teplo i z jezer, řek nebo rybníků. U těchto alternativních možností získávání tepla je ovšem nevýhoda nízké teploty v zimě, která se pohybuje okolo 0 °C.

Výhody:

- Nejvyšší topný faktor
- Nižší investiční náklady v porovnání s tepelnými čerpadly s vrtvy

Nevýhody:

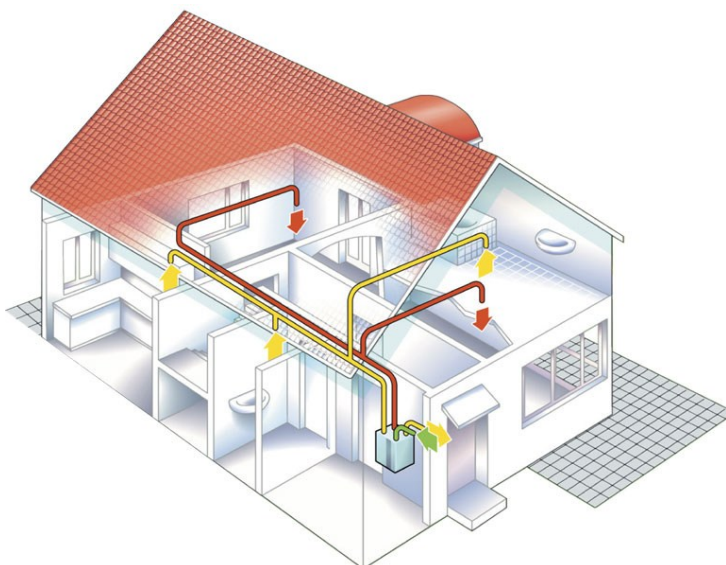
- Vyšší náklady na servis
- Otevřené systémy vyžadují pravidelnou údržbu filtrů
- Využití pouze v lokalitách, kde je dostatek spodní vody



Obr. 7 - Tepelné čerpadlo voda – voda

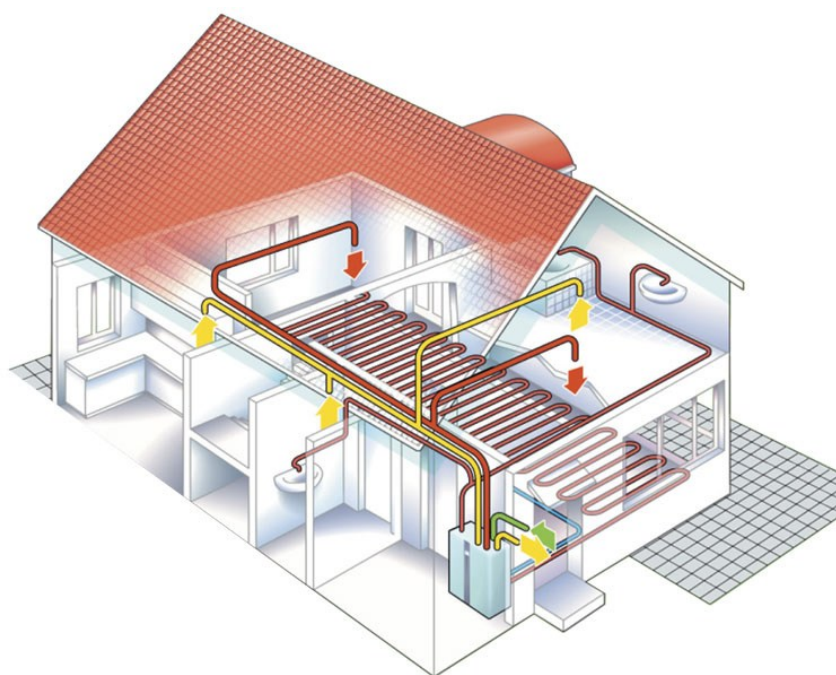
5.4 Tepelné čerpadlo s integrovanou rekuperační jednotkou

Izolační schopnosti moderních stavebních materiálů a konstrukcí čím dál lépe zabraňují ztrátám tepla, na druhou stranu v domě zůstává také větší vzdušná vlhkost z mytí, vaření a praní, což ve výsledku podporuje množení plísní, bakterií a roztočů. Podobně se v domě hromadí také kysličník uhličitý z dýchání, který ve vyšších koncentracích negativně působí na lidský organizmus. Výše zmíněné negativní vlivy nedostatečného odvětrávání pak mohou vyvolávat alergické reakce. Nárazové větrání okny je neefektivní z důvodu tepelných ztrát a ne vždy lze provádět z důvodu zvýšeného hluku a prachu z okolních ulic nebo nelze provádět v období zvýšeného výskytu alergenů v jarních a letních měsících. Řešením jsou rekuperační jednotky nebo tepelná čerpadla typu vzduch/voda v kombinaci s rekuperací vzduchu, která jsou schopná odebírat nízkopotenciální teplo z venkovního vzduchu a tímto teplem vytápět a ohřívat TUV a dále provádět odvětrávání prostor a dodávku čerstvého vzduchu do objektu. Z odpadního vzduchu se před odvětráním předá teplo přiváděnému čerstvému vzduchu (rekuperace). Toto zařízení hospodárně dodá čistý vzduch v optimální teplotě pro celý dům, který je před zpracováním přefiltrován proti prachu a pylu. Naopak znehodnocený a vlhký vzduch je odváděn z kuchyně, koupelny a WC. Intenzitu a čas odvětrávání lze nastavit pomocí regulačních jednotek, dále je možno vyhodnocovat kvalitu vzduchu vzhledem k obsahu oxidu uhličitého a vzdušné vlhkosti a větrat tak, aby bylo dosahováno příznivé kvality vzduchu uvnitř budovy. Filtry pevných částic jsou pratelné a je třeba je v jednotkách měnit přibližně každé 2 měsíce, vzduchotechnické rozvody (v případě centrálních jednotek) mohou být opatřeny tlumiči hluku vytvářeného proudem vzduchu a také tlumiče hluku přenášeného mezi místnostmi. [13]



Obr. 8 – Centrální rekuperační jednotka

Tepelná čerpadla typu vzduch/voda s rekuperací vzduchu pracují s vysokým topným faktorem i při teplotách okolo -20°C , obsahují však obvykle také elektrokotel pro krytí zvýšené energetické potřeby v průběhu dní s extrémně nízkými teplotami. Pro provoz tohoto typu čerpadla nebo centralizované rekuperační jednotky je ale nutné v budově instalovat zvláštní rozvody pro čerstvý a odpadní vzduch, což znamená zvýšené investiční náklady. Vzduchové rozvody jsou v budově realizovány plastovými hadicemi o průměrech 100 až 160 mm. Vzhledem k nutnosti instalace vzduchotechniky je dobré o nasazení rekuperace rozhodovat před započatím rekonstrukce nebo již v projektu novostaveb. V případě, že není možné nebo efektivní budovat vzduchotechnické rozvody můžeme rekuperaci vzduchu v místnostech řešit decentralizovanými závěsnými jednotkami, které vzduch odebírají a vyfukují průchodkami ve zdech. [13]



Obr. 9 - Tepelné čerpadlo vzduch – voda s rekuperací

6. Tepelné ztráty a spotřeba tepla pro daný objekt

V této kapitole jsou všechny následující hodnoty převzaty z mé bakalářské práce [1], kde jsem vypočítával jednotlivé tepelné ztráty domu dle normy ČSN 06 0210. Dále pak byl proveden výpočet spotřeby tepla na vytápění a teplé užitkové vody denostupňovou metodou. Uvádím zde pouze výsledky a základní výpočtové vzorce.

Rodinný dům se nachází ve městě Opava v Moravskoslezském kraji. Opava leží ve výšce 270 m.n.m. Otopné období, které jsem stanovil z klimatologických údajů pro zvolenou teplotu 13°C, při které se začíná topit je 239 dnů. Rodinný dům je jednopatrový, nepodsklepený s nevytápěnou garáží o vytápěné ploše 64 m². Garáž je vytápěná díky nezateplené zdi mezi domem a garáží. Půda není zateplená. Dům je opatřen dřevěnými eurookny a eurodveřmi. Obvodové zdi o tloušťce 40 cm sendvičové skladby (1 cm vápenná omítka, 8 cm polystyren, 30 cm Ytongové tvárnice a 1 cm vápenná omítka) mají nízký součinitel prostupu tepla.



Obr. 10 – Zvolený rodinný dům

6.1 Teplné ztráty domu

Celkové tepelné ztráty:

$$Q_C = Q_P + Q_V \quad [W] \quad (6.10)$$

$Q_P \dots$ tepelná ztráta s přírážkami $[W]$

$Q_V \dots$ tepelná ztráta větráním $[W]$

$$Q_C = 4173,84 + 2308,8 = 6482 \text{ W}$$

Kde:

$$Q_P = Q_{O,CELK} \cdot (1 + p_1 + p_2) \quad [W] \quad (6.2)$$

$Q_{O,CELK} \dots$ tepelná ztráta ochlazovaných ploch $[W]$

$p_1 \dots$ přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí $[-]$

$p_2 \dots$ přírážka na urychlení zátoku (nebudeme s ní počítat) $[-]$

$$Q_V = 1300 \cdot V_V \cdot (t_i - t_e) \quad [W] \quad (6.3)$$

$V_V \dots$ objemový tok větracího vzduchu $[m^3 \cdot s^{-1}]$

$$Q_0 = k \cdot S \cdot (t_i - t_e) \quad [W] \quad (6.4)$$

$k \dots$ součinitel prostupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K]$

$S \dots$ plocha ochlazované části konstrukce $[m^2]$

$t_i \dots$ výpočtová vnitřní teplota $[^\circ C]$

$t_e \dots$ výpočtová venkovní teplota $[^\circ C]$

6.2 Celková spotřeba tepla

$$Q_r = Q_{VYT,r} + Q_{TUV,r} \quad [kWh.rok^{-1}] \quad (6.5)$$

$Q_{VYT,r} \dots$ roční spotřeba tepla $[kWh.rok^{-1}]$

$Q_{TUV,r} \dots$ roční odběr tepla pro TUV $[kWh.rok^{-1}]$

$$Q_r = 13641 + 6319 = 19960 kWh.rok^{-1}$$

Kde:

$$Q_{vyt,r} = 24 \cdot Q_C \cdot f_1 \cdot \frac{D}{t_{is} - t_e} \quad [kWh.rok^{-1}] \quad (6.6)$$

$Q_C \dots$ celková tepelná ztráta domu $[W]$

$f_1 \dots$ koeficient vlivu nesoučasnosti výpočetních hodnot $[-]$

$D \dots$ počet denostupňů $[K.den]$

$t_{is} \dots$ průměrná vnitřní teplota $[^{\circ}C]$

$t_e \dots$ průměrná teplota topného období $[^{\circ}C]$

$$Q_{TUV,r} = Q_{TUV,d} \cdot d + 0,8 \cdot Q_{TUV,d} \cdot \frac{t_2 - t_{SVL}}{t_2 - t_{SVZ}} \cdot (N - d) [kWh.rok^{-1}] \quad (6.7)$$

$Q_{TUV,d} \dots$ denní odběr tepla pro TUV $[kWh.den^{-1}]$

$d \dots$ počet otopných dnů $[den]$

$t_2 \dots$ teplota ohřáté vody $[^{\circ}C]$

$t_{SVL} \dots$ teplota studené vody v létě $[^{\circ}C]$

$t_{SVZ} \dots$ teplota studené vody v zimě $[^{\circ}C]$

$N \dots$ počet pracovních dní soustavy $[den]$

7. Kapacitní a bilanční údaje

Na základě klimatických údajů, které jsou nasimulovány po celý rok, jsem provedl příslušné výpočty, které jsou následně převedeny do jednotlivých grafů. Tyto údaje byly vygenerovány v aplikaci Meteonorm. Celoroční simulaci jsem provedl v programu Microsoft Excel.

Meteonorm obsahuje klimatické údaje z více než 8000 meteorologických stanic s měřeními parametry měsíčních průměrů celkového ozáření a doby trvání slunečního svitu, venkovní teploty, vlhkosti, srážek, rychlosti a směru větru.

Nejnižší teplota během roku byla -15,9 °C a maximum bylo 31,8 °C. Jelikož, má simulace přes 8000 řádků uvádím zde pouze výsek jednotlivých údajů. Přehled celé simulace přikládám do přílohy.

Datum a hodina	Venkovní teplota [°C]	Výkon TČ [kW]	Topný faktor [-]	Příkon TČ [kW]	Spotřeba el. Energie [kWh]	Dodané množství tepla [MJ]
12.1. 22:00	-15,5	6,57	3,54	1,85	1,85	23,65
12.1. 23:00	-15,7	6,6	3,53	1,87	1,87	23,78
13.1. 0:00	-15,9	6,64	3,51	1,88	1,88	23,9
13.1. 1:00	-15,4	6,55	3,55	1,84	1,84	23,59
13.1. 2:00	-14,8	6,44	3,59	1,79	1,79	23,21

Tab. 1 – Výsek údajů pro měsíc leden při nejnižší teplotě

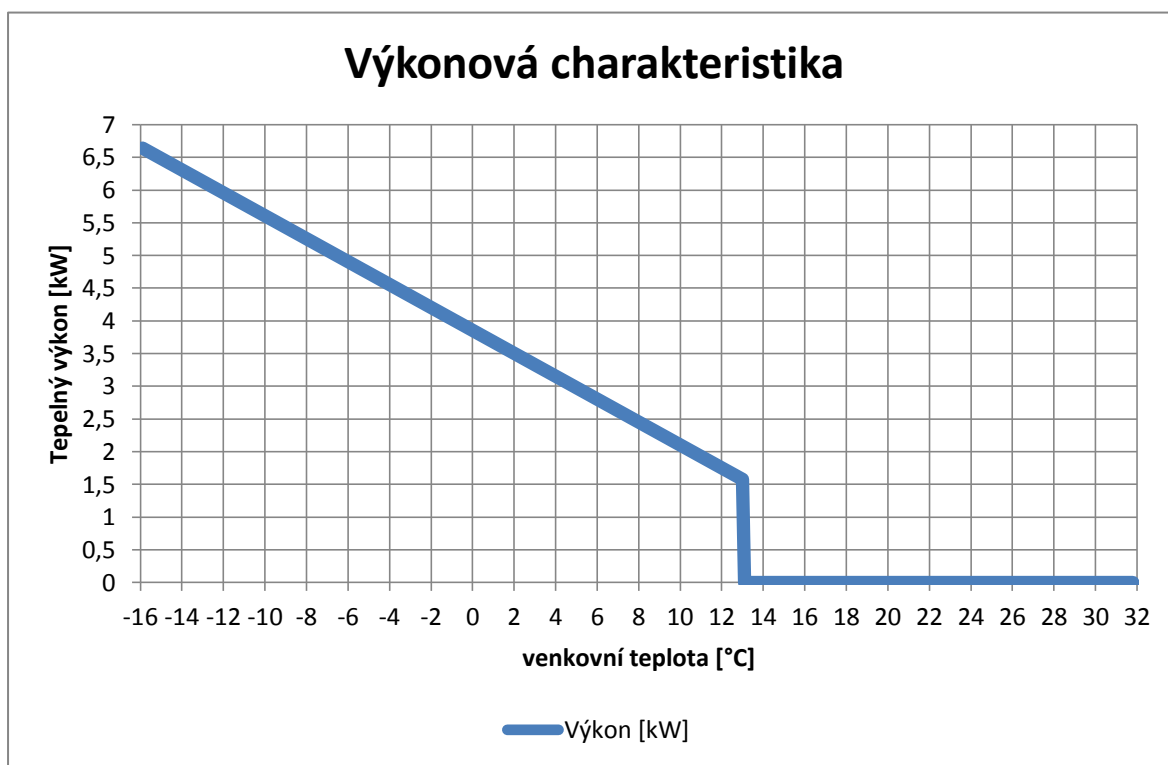
Hodnoty v (Tab. 1) jsou pro nejnižší teplotu. Pro srovnání údajů zde uvádím i (Tab. 2) z měsíce května, kde jsou venkovní teploty rapidně vyšší.

Datum a hodina	Venkovní teplota [°C]	Výkon TČ [kW]	Topný faktor [-]	Příkon [kW]	Spotřeba el. Energie [kWh]	Dodané množství tepla [MJ]
7.5. 22:00	9	2,27	5,23	0,43	0,43	8,2
7.5. 23:00	7,8	2,48	5,17	0,48	0,48	8,95
8.5. 0:00	6,7	2,68	5,11	0,52	0,52	9,65
8.5. 1:00	5,7	2,85	5,06	0,56	0,56	10,28
8.5. 2:00	4,7	3,03	5	0,6	0,6	10,91

Tab. 2 - Výsek údajů pro měsíc květen

Pro upřesnění zde uvádím postup výpočtu:

Díky znalosti tepelné ztráty domu při teplotě -15°C , která je 6,48 kW a teploty vytápění v domě (22°C) jsem si pomocí rovnice přímky vytvořil graf (Graf 1) ukazující potřebný tepelný výkon při dané venkovní teplotě. Na základě toho jsem každé venkovní teplotě přidělil potřebný tepelný výkon čerpadla.

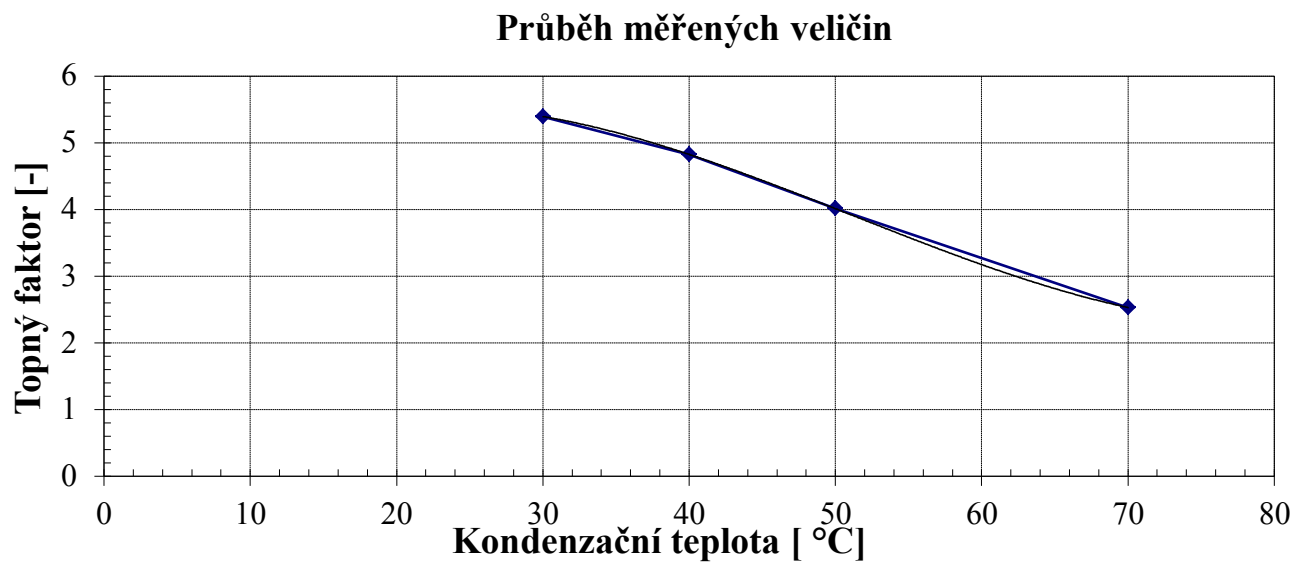


Graf 1 – Potřeba tepla pro dům

K tomu jsem pomocí otopné křivky přiřadil jednotlivé teploty topné vody. Na základě technické dokumentace kompresoru jsem ze znalosti příkonu a tepelného výkonu při dané kondenzační a vypařovací teplotě určil topný faktor. Vytvořil jsem graf závislosti topného faktoru a kondenzační teploty (Graf 2). Pomocí polynomicke spojnice trendu jsem si vygeneroval rovnici přímky kde:

$$y = 0,0000367059141647905 * x^3 - 0,0056304438421768 * x^2 + 0,20155095477442 * x + 3,42266827513455 \quad (7.1)$$

Místo hodnoty x jsem přiřadil jednotlivé teploty topné vody, přičemž maximální teplota je 55°C a vyšla mi konečná hodnota topného faktoru při daném topném výkonu a venkovní teplotě.



Graf 2 – Závislost topného faktoru na kondenzační teplotě

Příkon je spočítán jako:

$$P = \frac{\dot{Q}_T}{\varepsilon} \text{ [kW]} \quad (7.2)$$

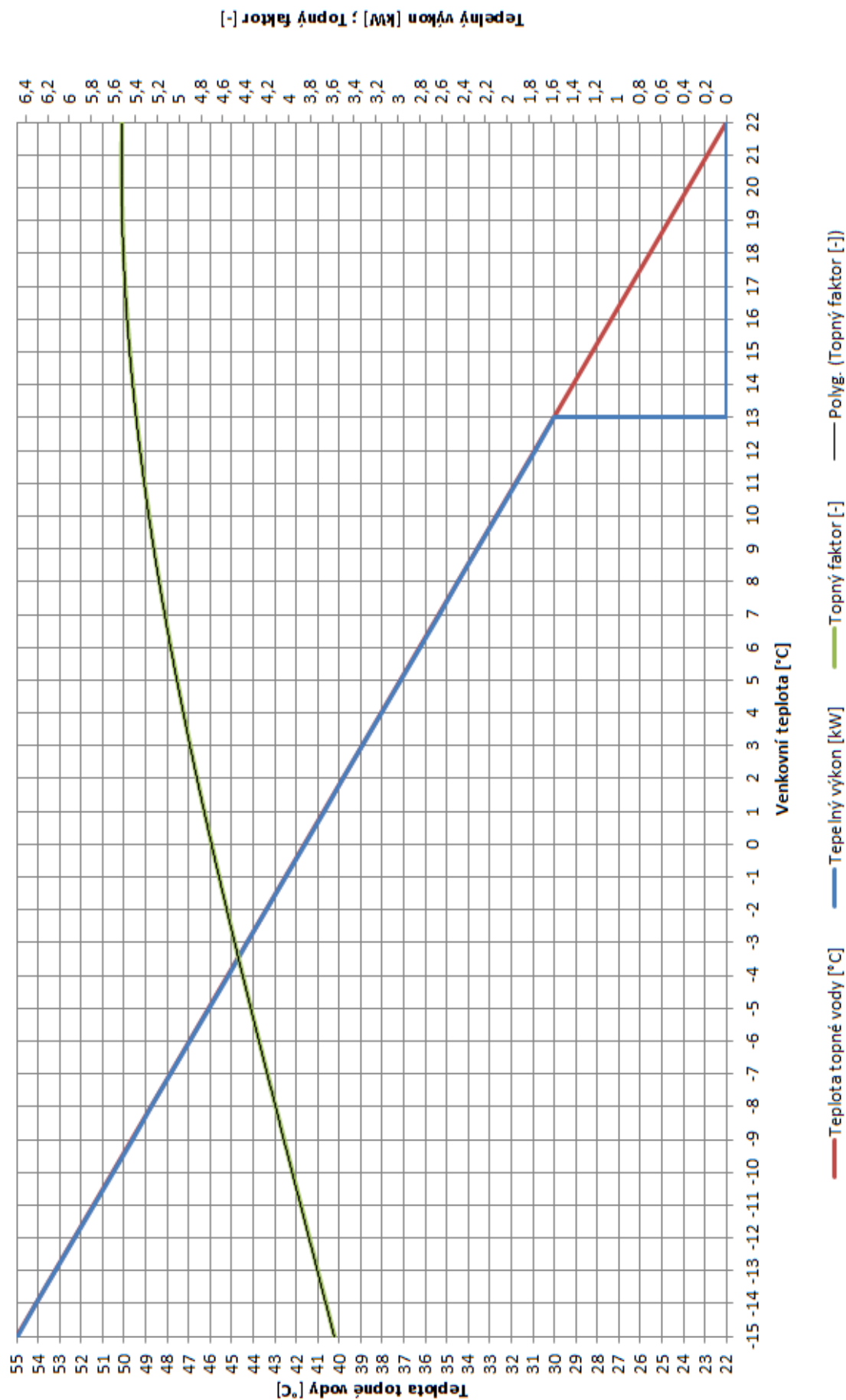
Spotřeba el. energie za hodinu:

$$N_{T\check{c}} = P * 1 \text{ [kWh]} \quad (7.3)$$

Dodané množství tepla:

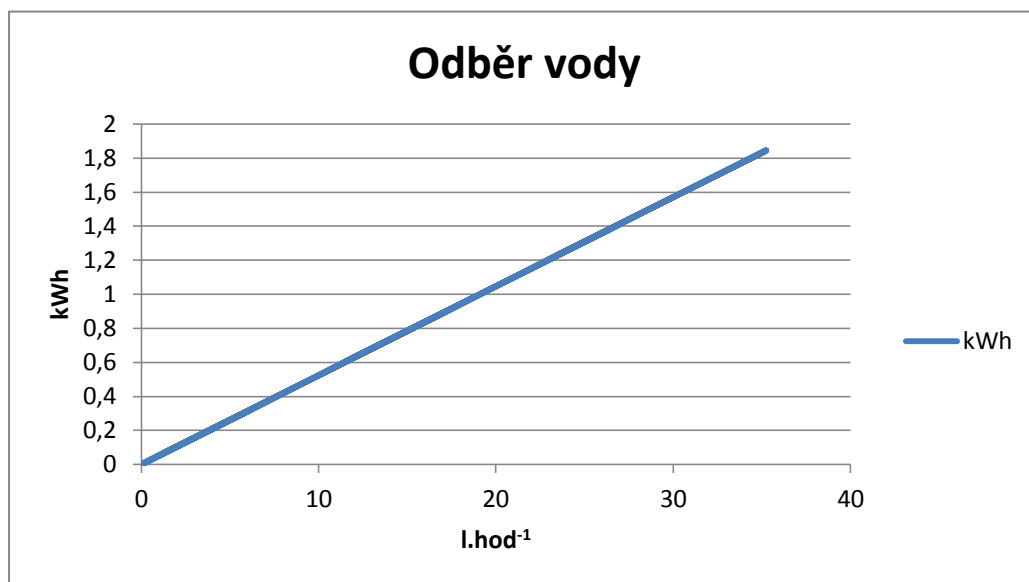
$$Q_{Dod} = \frac{\dot{Q}_T * 3600}{1000} \text{ [MJ]} \quad (7.4)$$

Závislost topného faktoru na venkovní teplotě



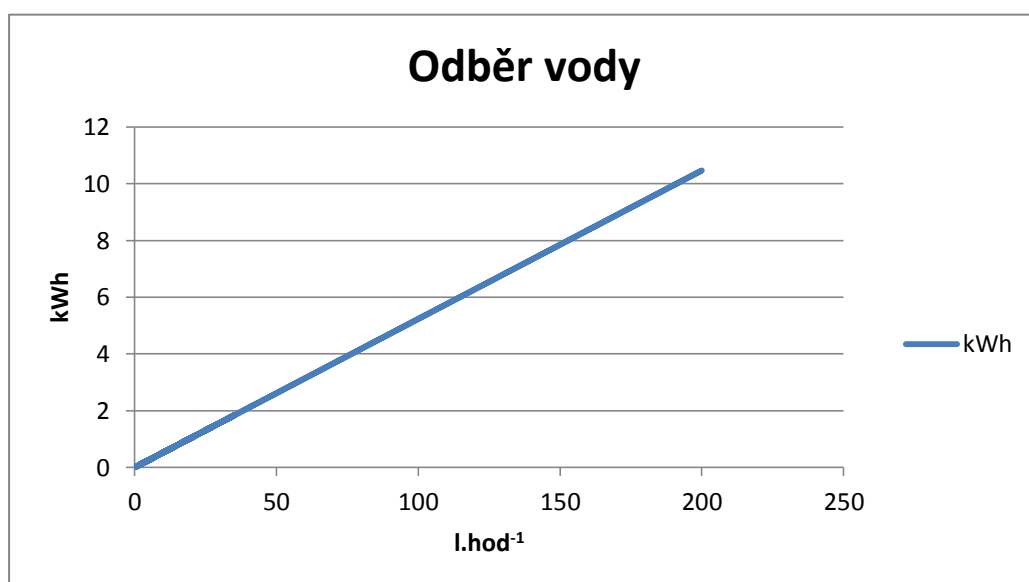
Graf 3 – Závislost topného faktoru na venkovní teplotě

Tepelné čerpadlo bude sloužit i pro ohřev vody. Proto jsem zde vytvořil simulaci odběru vody. Akumulační zásobník vody má objem 200 litrů. Teplota vody v akumulčním zásobníku bude 55 °C. Regulace je stanovena tak, že při odběru vody a následném doplnění zásobníku, se voda dohřeje zpět na požadovanou teplotu během hodiny. Při normálním odběru vody, přibližně do 40 l.hod⁻¹ pojede tepelné čerpadlo na výkonu asi 2 kWh. Příklad uveden níže.



Graf 4 – Odběr vody z akumulčního zásobníku

Ovšem pokud by spotřeba vody vzrostla natolik, že by se vyprázdnil celý zásobník během jedné hodiny, musel by se přidat dodatečný zdroj. Proto navrhuji topnou spirálu o výkonu 4 kW, která by pokryla zbytek potřebného výkonu k ohřátí vody do požadované jedné hodiny. Na následujícím grafu je uvedena simulace při odběru 200 litrů vody ze zásobníku.



Graf 5 – Odběr vody z akumulčního zásobníku

8. Návrh tepelného čerpadla

8.1 Výpočet oběhu tepelného čerpadla

Stanovený topný výkon TČ je dle výpočtů z mé bakalářské práce $\dot{Q}_T = 7 \text{ kW}$. Výstupní teplota topné vody je 50°C a vstupní teplota vody ze studny 10°C . Dle mého uvážení volím teplotu vratné vody z topného okruhu 35°C , vstupní teplota vody do vsakovací studny bude 6°C .

Pro tento oběh volím chladivo R134a. Je azeotropní a patří do skupiny bezchlorových chladiv (HFC). Tento typ chladiva neobsahuje žádné atomy chloru, pouze fluor. ODP (Ozone Depletion Potential) je roven 0. GWP (Global Warming Potential) je roven 1,6.

Dále pak volím následující hodnoty:

Kondenzační teplota:	$T_K = 55^\circ\text{C}$
Podchlazení v kondenzátoru:	$\Delta T_K = 3^\circ\text{C}$
Teplota vypařování:	$T_V = 5^\circ\text{C}$
Přehřátí ve výparníku:	$\Delta T_V = 3^\circ\text{C}$

V programu EES (Engineering Equation Solver) jsem vypočítal základní hodnoty tlaků a entalpií potřebných k návrhu oběhu.

Tlak při vypařování:

$$p_0 = 349,9 \text{ kPa}$$

Tlak při kondenzaci:

$$p_K = 1492 \text{ kPa}$$

Entalpie páry na vstupu do kompresoru:

$$h_1 = 256,1 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Teoretická hodnota entalpie po kompresi:

$$h_{2ie} = 286,7 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Skutečná hodnota entalpie po kompresi, kde $\eta = 70\%$:

$$h_2 = 307,1 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Entalpie kapaliny po kompresi:

$$h_3 = 126,6 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Entalpie mokré páry po expanzi:

$$h_4 = 126,6 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Výpočty:

Teoretická hmotová topivost:

$$q_{T,t} = h_{2ie} - h_3 = 286,7 - 126,6 = 161,1 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (8.1)$$

Skutečná hmotová chladihost:

$$q_T = h_2 - h_3 = 307,1 - 126,6 = 180,5 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (8.2)$$

Hmotová chladihost:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 256,1 - 126,6 = 129,5 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (8.3)$$

Teoretická měrná práce kompresoru:

$$a_t = h_{2ie} - h_1 = 286,7 - 256,1 = 30,6 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (8.4)$$

Skutečná měrná práce kompresoru:

$$a = h_2 - h_1 = 307,1 - 256,1 = 51 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (8.5)$$

Hmotový tok chladiva:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_T}{q_T} = \frac{7}{180,5} = 0,039 \text{ kg.s}^{-1} \quad (8.6)$$

Chladicí výkon TČ:

$$\dot{Q}_{0,TČ} = \dot{m} * q_0 = 0,039 * 129,5 = 5,05 \text{ kW} \quad (8.7)$$

Teoretický příkon kompresoru:

$$P_{kompresoru,t} = \dot{m} * a_t = 0,039 * 30,6 = 1,193 \text{ kW} \quad (8.8)$$

Skutečný příkon kompresoru:

$$P_{kompresoru} = \dot{m} * a = 0,039 * 51 = 1,989 \text{ kW} \quad (8.9)$$

Teoretický topný faktor:

$$\varepsilon_T = \frac{q_{T,t}}{a_t} = \frac{161,1}{30,6} = 5,26 [-] \quad (8.10)$$

Skutečný topný faktor:

$$\varepsilon = \frac{q_T}{a} = \frac{180,5}{51} = 3,539 [-] \quad (8.11)$$

Chladicí faktor:

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{a} = \frac{129,5}{51} = 2,539 [-] \quad (8.12)$$

Kompresní poměr:

$$\sigma = \frac{p_K}{p_0} = \frac{1492}{349,9} = 4,264 [-] \quad (8.13)$$

Čerpací poměr:

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{0,T\check{C}}} = \frac{7}{5,05} = 1,386 [-] \quad (8.14)$$

Kontrola výpočtu:

$$\dot{Q}_T - (\dot{Q}_{0,T\check{C}} + P_{kompresoru}) = 7 - (5,05 + 1,989) \doteq 0 \text{ kW} \quad (8.15)$$

Výpočet teplot:

Teplota na vstupu do kompresoru

$$T_1 = T_0 + \Delta T_V = 5 + 3 = 8^\circ C$$

T_0 ... *vypařovací teplota*

Teoretická teplota páry na výstupu z kompresoru:

$$T_{2,ie} = 62,73^\circ C$$

Skutečná teplota páry na výstupu z kompresoru:

$$T_2 = 80,24^\circ C$$

Teplota na začátku kondenzace:

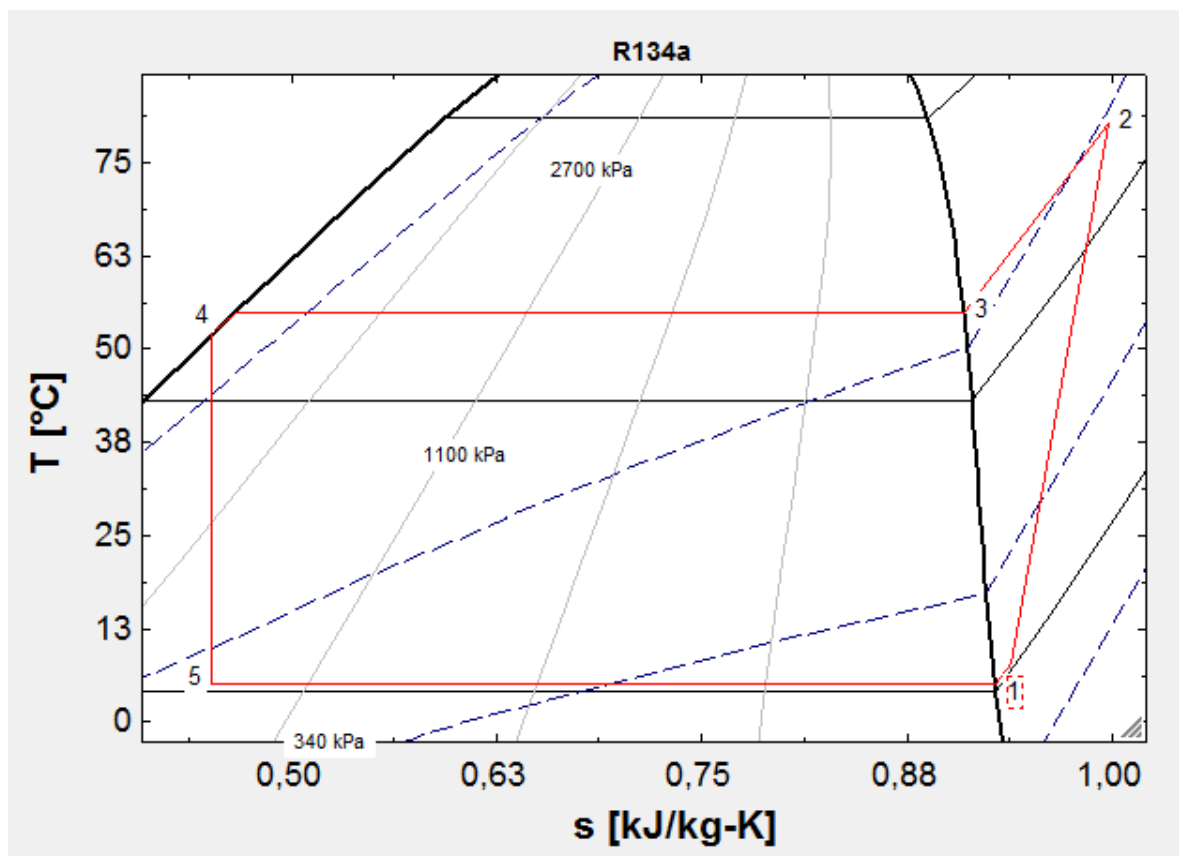
$$T_3 = 55^\circ C$$

Teplota kapaliny na konci kondenzace po podchlazení v kondenzátoru:

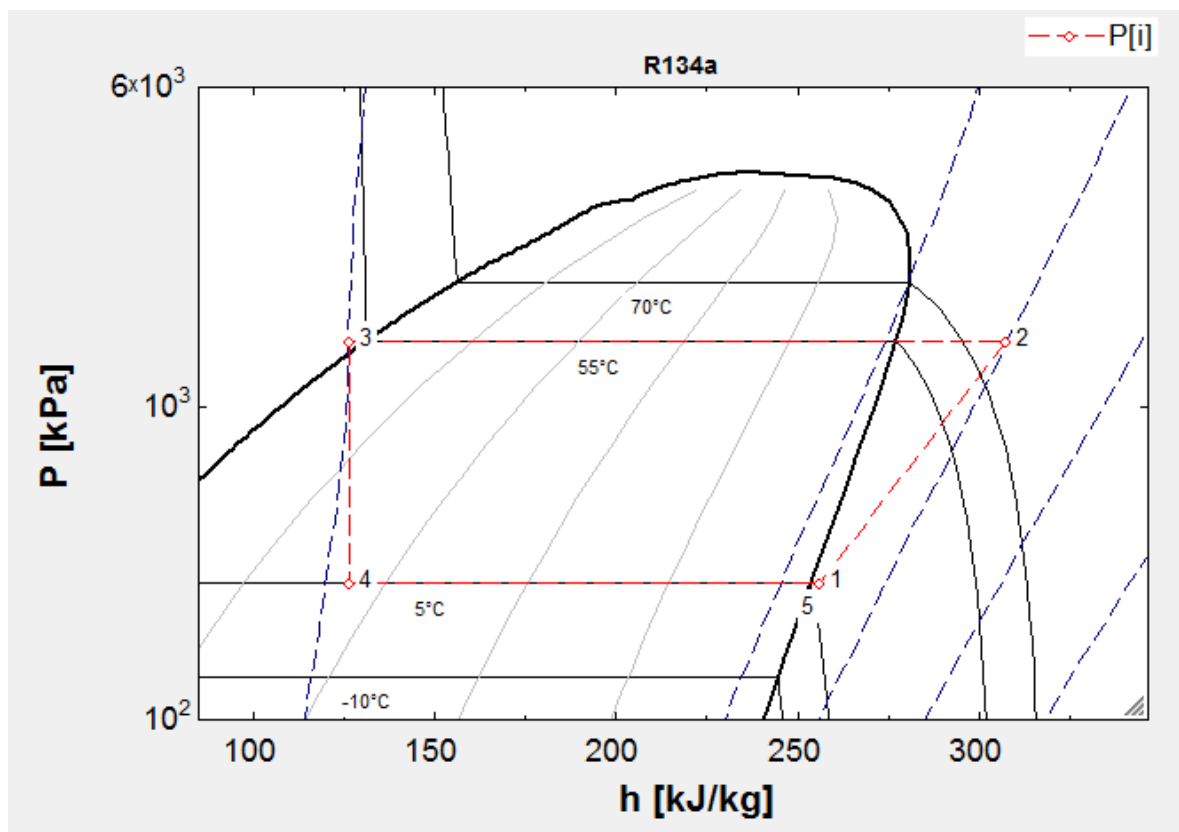
$$T_4 = 52^\circ C$$

Teplota mokré páry po expanzi:

$$T_5 = 5^\circ C$$



Graf 6 - T-s diagram oběhu TČ s chladivem R134a vypočtený v programu EES



Graf 7 - p-h diagram oběhu TČ s chladivem R134a vypočtený v programu EES

8.2 Návrh potrubí TČ

Jako doporučenou rychlost proudění v potrubí jsem použil následující hodnoty dle [7]:

Kapalinové potrubí:

$$w_{kapalina} = 0,4 \div 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Sací potrubí:

$$w_{sací} = 4 \div 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výtlačné potrubí:

$$w_{výtlačné} = 8 \div 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro následující výpočty jsem zvolil následující hodnoty:

Kapalinové potrubí:

$$w_{kapalina} = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Sací potrubí:

$$w_{sací} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výtlačné potrubí:

$$w_{výtlačné} = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

V programu EES jsem na základě tlaku a teploty vypočítal hustoty chladiva v jednotlivých potrubích.

Hustota kapaliny na výstupu z kondenzátoru :

$$\rho_{kapaliny} = 1094 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Hustota par v sání kompresoru :

$$\rho_{sání} = 16,88 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Hustota par na výstupu kompresoru :

$$\rho_{výtlač} = 63,57 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výpočty:

Kapalinové potrubí:

$$\dot{V}_{kapalina} = \frac{\dot{m}}{\rho_{kapalina}} = \frac{0,039}{1094} = 3,564 * 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} \quad (8.16)$$

Sací potrubí:

$$\dot{V}_{sací} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sání}} = \frac{0,039}{16,88} = 2,338 * 10^{-3} m^3 \cdot s^{-1} \quad (8.17)$$

Výtlačné potrubí:

$$\dot{V}_{výtlačné} = \frac{\dot{m}}{\rho_{výtlačk}} = \frac{0,039}{63,57} = 6,134 * 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} \quad (8.18)$$

Výpočet průměru potrubí:

$$\dot{V} = S * w = \frac{\pi * d^2}{4} * w \quad (8.19)$$

Kapalinové potrubí:

$$d_{kapalinové} = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}_{kapalina}}{\pi * w_{kapalina}}} = \sqrt{\frac{4 * 3,564 * 10^{-4}}{\pi * 0,6}} = 8,671 * 10^{-3} m \quad (8.20)$$

Sací potrubí:

$$d_{sací} = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}_{sací}}{\pi * w_{sací}}} = \sqrt{\frac{4 * 2,338 * 10^{-3}}{\pi * 7}} = 20,44 * 10^{-3} m \quad (8.21)$$

Výtlačné potrubí:

$$d_{výtlačk} = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}_{výtlačné}}{\pi * w_{výtlačné}}} = \sqrt{\frac{4 * 6,134 * 10^{-4}}{\pi * 10}} = 10,53 * 10^{-3} m \quad (8.22)$$

Dle uvážení volím následné průměry potrubí:

Kapalinové potrubí:

$$d_{kapalina} = 12 \text{ mm}$$

Sací potrubí:

$$d_{sací} = 22 \text{ mm}$$

Výtlačné potrubí:

$$d_{výtlačné} = 12 \text{ mm}$$

8.3 Návrh součástí

8.3.1 Návrh kompresoru

Pro dané TČ jsem vybral kompresor typu Scroll od firmy Copeland. Základem scroll kompresorů jsou dvě spirály. Jedna volná a druhá upevněná k tělu kompresoru. Volná spirála obíhá po dráze upevněné spirály. Během toho dochází ke stlačování nasávaného plynu, který se pohybuje směrem do středu spirály. Následně je vytlačen středním otvorem ven. Vyznačují se vyšší objemovou účinností, nižšími vibracemi a tím i tišším chodem. Šroubové spoje na podstavci kompresoru jsou opatřeny silentblokem kvůli vibracím.



Obr. 11 - Scroll kompresor od firmy Copeland

Model ZH21K4E-TFD 524

Popis označení:

Z...	řada kompresoru	–	Scroll
H...	pracovní rozsah	-	Tepelné čerpadlo
21K...	jmenovitý chladicí výkon v BTU/h		
4...	model-varianta		
E...	polyesterový olej		
TFD...	standartní provedení elektromotoru	-	380-420V/3/50Hz
524...	připojení kompresoru	-	Letovací výhody, průhledítko oleje

8.3.2 Návrh výměníku

Pomocí tepelného výkonu a daných teplot jsem v programu CAS 200 od firmy Alfa Laval AB navrhl tyto typy deskových výměníků:

Výparník CB26-50H (B10T)

The screenshot displays the CAS 200 software interface for heat exchanger design. The main window contains several input fields and a central diagram. The diagram shows a flow path with a red arrow indicating the direction of flow. The input fields include:

- Temperatures: 10.0 °C, 6.0 °C, 3.0 °C, 5.0 °C
- Pressures: 3.472 bar, 3.472 bar, 3.509 bar
- Flow rates: 0.3091 kg/s, 0.03542 kg/s
- Material properties: R134a, 0.2500, 0.35 mm, 0.40 mm, AISI 316
- Design parameters: 5.200 kW, 100.0 kPa, 10.7, 1185 W/(m²K)

The results panel on the right shows the following data:

Řešení	
2	CB26-50H (H21.B21) 1.10
50	deseť 1.250 m
0.40 mm	AISI 316
Rezerv	10.7 % k= 1185 W/(m²K)
Návrhová T	30.0 °C
Návrhový tlak	26.00 barg
Tlak. ztráta	0.4261 kPa
Skladba	1*24 H
Dp (příruby)	0.04522 kPa
v (příruby)	0.3416 m/s

Obr. 12 - Návrh výparníku v programu CAS 200

Kondenzátor CB14-20H

Inputs (Top Left):

- Temperatures: 78.0 °C, 55.0 °C, 55.0 °C
- Pressure: 25.57 bar
- Refrigerant: R404a
- Flow rate: 0.05375 kg/s

Design Parameters (Middle):

- Power: 7.000 kW
- Design: Design
- Temperature: 50.0 °C, 30.0 °C
- Flow rate: 0.08380 kg/s
- Pressure: 100.0 kPa

Material Properties (Bottom Left):

- Material: AISI 316
- Refrigerant: Water
- Refrigerant: Liquid Heatin

Design Parameters (Bottom Right):

- Refrigerant: R404a
- Design: Design
- Refrigerant: R404a
- Design: Design
- Refrigerant: R404a
- Design: Design

Rešení (Solution) Table:

Strana	Strana
Návrhová T	150.0 °C
Návrhový tlak	26.00 barg
Tlak. ztráta	0.2850 kPa
Skladba	1*9 H
Dp (příruby)	0.01054 kPa
v (příruby)	1.142 m/s

Obr. 13 - Návrh kondenzátoru v programu CAS 200

8.3.3 Návrh filtrdehydrátoru

Filtrdehydrátor zachycuje škodliviny, které se nacházejí v okruhu chladiva. Zadržuje jak vodu, tak i drobné pevné částice. Musí být namontován pouze ve svislé poloze, aby docházelo k rovnoměrnému průtoku chladiva. Přívod chladiva je situován v horní části. Zvolil jsem následující typ:

- DMB 307S od firmy Danfoss - objem 365 cm³
- Teplotní rozsah -40°C/+70°C



Obr. 14 - Filtrdehydrátor Danfoss

8.3.4 Návrh průhledítka

Průhledítko slouží jako průzor ke kontrole protékající kapaliny v potrubí. Je opatřen indikátorem vlhkosti, který se projeví změnou barvy při její přítomnosti. Zvolil jsem následující typ:

AMI-1 SS3 od firmy ALCO CONTROLS

U tohoto typu je indikátor vlhkosti charakterizován barevným zobrazením Modrá -Červená



Obr. 15 - Průhledítko AMI-1 SS3 ALCO CONTROLS

8.3.5 Návrh expanzního ventilu

Úkolem expanzního ventilu je vstřikování správného množství chladiva do výparníku aby měl správný provozní režim. Obsahuje tykavku neboli teplotní čidlo.

Je to malá nádobka naplněná vhodným médiem, u kterého se při zvyšování teploty zvyšuje tlak. Tlak se penáší pomocí kapiláry na membránu expanzního ventilu. Tlak nad membránou se zvyšuje s rostoucí teplotou tykavky, tlak pod membránou roste s vypařovací teplotou. Rozdíl těchto tlaků odpovídá přehřátí chladiva a vytváří sílu, která působí proti síle pružiny ventilů a otevírá či zavírá trysku ventilu. Když přehřátí chladiva ve výparníku vzroste, ventil se otevírá a opačně. [14]

Zvolil jsem následující typ:

TMV BL R134a MOP A +15°C 5/8 UNF x 12mm ODF od firmy Honeywell

Popis označení:

TMV...	série
BL...	šroubové x pájecí přípojky
R134a...	chlادivo
MOP...	adsorbční náplň tykavky s MOP
5/8 UNF x 12mm ODF ...	rozměry přípojek (vstup x výstup)



Obr. 16 - Termostatický expanzní ventil

8.3.6 Návrh sběrače chladiva

Sběrač chladiva slouží jako odlučovač od par, které mohou vzniknout kondenzací chladiva v kondenzátoru. Garantuje, že do expanzního ventilu bude přivedena pouze kapalina. Zvolil jsem následující typ:

FSR 9 21 2SGR7 ESA SV 16/16 od firmy KLIMAL

Popis označení:

FSR...	stojaté provedení
9...	objem sběrače v litrech
21...	přibližný průměr sběrače v cm
2SGR7...	počet průhledítek
ESA ...	elektronický hlídač hladiny
SV...	výstup pro pojišťovací ventil
16/16...	vstup/výstup



Obr. 17 - Sběrač kapalného chladiva Klimal

8.3.7 Množství čerpané vody

Z chladicího výkonu, teploty čerpané vody a z teploty, která se vrací do vsakovací studny jsem určil potřebné množství čerpané vody ze studny.

$$\dot{m}_{\dot{c}v} = \frac{\dot{Q}_0}{c_{pv} \cdot (t_{v1} - t_{v2})} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (8.23)$$

Chladicí výkon:

$$\dot{Q}_0 = 5,05 \text{ kW}$$

Teplota čerpané vody:

$$t_{v1} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota vratné vody:

$$t_{v2} = 6^{\circ}\text{C}$$

Měrná tepelná kapacita vody:

Hodnota měrné tepelné kapacity byla vypočítána v programu EES podle $t_{stř,v}$.

$$t_{stř,v} = \frac{(t_{v1} + t_{v2})}{2} = \frac{(10 + 6)}{2} = 8^{\circ}\text{C} \quad (8.24)$$

$$c_{pv} = 4,191 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\dot{m}_{\dot{c}v} = \frac{5,05}{4,191 \cdot (10 - 6)} = 0,301 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

9. Ekonomické zhodnocení

Navrhované tepelné čerpadlo porovnávám s plynovým kotlem. Ten slouží v domě jako hlavní zdroj pro vytápění a ohřev TV. Do nákladů není zahrnuta čerpací studna, protože ji už majitel vlastní. To samé platí i o otopném potrubí v domě. Čerpací zkouška byla provedena a průtok vody byl stanoven jako dostačující.

9.1 Investice

Investiční náklady TČ:

• Kompresor ZH21K4E TFD 524	21660 Kč
• Výparník CB26-50H (B10T)	14494 Kč
• Kondenzátor CB14-20H	9061 Kč
• Filtrdehydrátor DMB 307S	523 Kč
• Průhledítka AMI-1 SS3	754 Kč
• Sběrač chladiva Klimal	4843 Kč
• Expanzní ventil MV BL	5799 Kč
• Regulace Aeroplus 2	39330 Kč
• Potrubí	1230 Kč
• Skelet	3600 Kč
• Chladivo R134a	3016 Kč
• Ponorné čerpadlo Elpumpas BT 6877k	5549 Kč
• Průtokoměr	534 Kč
CELKEM	N_{TČ}
	110393 Kč

Investiční náklady otopného okruhu:

• Akumulační nádrž topné vody NADO 1000	23542 Kč
• Zásobník TV LOGALUX ST200/4	28420 Kč
• Elektrické topné tělísko 3 kW	452 Kč
• Oběhové čerpadlo teplé vody Grundfos UPS 25-40	2117 Kč
• Oběhové čerpadlo topné vody DAB VB 55/120	3376 Kč
• Expanzní nádoba Regulus MB 200 SKIRT	5750 Kč
CELKEM N_{OO}	63657 Kč

Investiční náklady na výkopové práce:

Cena výkopu studny včetně všech potřebných materiálů a dopravy na stavbu je 4500 Kč/m. Cena za výkopové práce pro potrubí je 720 Kč/m³(18*0,5*1,5).

• Vsakovací studna 15m	67500 Kč
• Výkopové práce pro potrubí 13,5 m ³	9720 Kč
• Potrubí	540 Kč
CELKEM N_{VP}	77760 Kč

Celkové pořizovací náklady bez dotací jsou tedy **251810 Kč**.

Z dotace Zelená úsporám lze obdržet 85000 Kč při splnění nutné podmínky. Podmínkou je, že akumulční nádrž musí mít minimální měrný objem 20 l/kW tepelného výkonu. Dotace se vztahuje na koupi TČ a jeho instalaci k nízkopotenciálnímu zdroji tepla. Následujícím výpočtem zjistíme, zda můžeme žádat o dotaci.

$$V_{\text{Měr}} = \frac{V_{\text{AK}}}{Q_T} = \frac{200}{7} = 28,571 \text{ l/kW} \quad \rightarrow \text{Podmínka splněna} \quad (9.1)$$

Pořizovací náklady tedy budou:

$$N_{TČ,CELK} = (N_{TČ} + N_{VP} + N_{OO}) - 85000 = (110393 + 77760 + 63657) - 85000 \\ = \mathbf{166810 \text{ Kč}}$$

9.2 Výpočet množství energie pro ohřev TV

Počet dnů provozu TČ:

letní období... 126 dnů

zimní období... 239 dnů

$Q_{TUV}...$ potřeba teplé vody na den [$kWh * den^{-1}$] [1]

Množství tepla potřebné pro ohřátí TV:

$$Q_{TUV} = Q_{TUV,d} \cdot d \quad [kWh] \quad (9.2)$$

d... počet dnů provozu v daném období [den]

$$Q_{TUV,L} = 19,803 * 126 = 2495 kWh$$

$$Q_{TUV,Z} = 19,803 * 239 = 4733 kWh$$

Počet hodin ohřevu TV:

$$\tau_{období} = Q_{TUV} / Q_{TČ} \quad [hod] \quad (9.3)$$

$Q_{TČ}...$ výkon tepelného čerpadla [W]

$$\tau_{TČ-L} = \frac{2495}{7} = 356,428 hod$$

$$\tau_{TČ-Z} = \frac{4733}{7} = 676,143 hod$$

Množství potřebné energie pro určité období:

$$E_{TUV} = P \cdot \tau \quad [W] \quad (9.4)$$

$P \dots$ příkon tepelného čerpadla

$$E_{TUV,L} = 1,989 \cdot 356,428 = 708,935 \text{ kWh}$$

$$E_{TUV,Z} = 1,989 \cdot 676,143 = 1344,848 \text{ kWh}$$

$$E_{TUV,CELKEM} = 708,935 + 1344,848 = \mathbf{2053,783 \text{ kWh}}$$

Pro plynový kotel je množství potřebné energie:

$$E_{TUV,KOTEL,TEOR} = E_{TUV,L} + E_{TUV,Z} = 2495 + 4733 = 7228 \text{ kWh} \quad (9.5)$$

$\eta_{Kotel} \dots$ účinnost kotle

$$E_{TUV,KOTEL} = \frac{E_{TUV,KOTEL,TEOR}}{\eta_{Kotel}} = \frac{7228}{0,95} = \mathbf{7608,421 \text{ kWh}} \quad (9.6)$$

9.3 Výpočet potřeby energie na vytápění

Spotřeba energie tepelného čerpadla:

$$E_{T\check{c},VYT} = Q_{VYT,r} / \varepsilon_{skut} \quad [kWh.rok^{-1}] \quad (9.7)$$

$\varepsilon \dots$ skutečný topný faktor [-]

$Q_{VYT,r} \dots$ Roční spotřeba tepla na vytápění [1]

$$E_{T\check{c},VYT} = \frac{13641}{3,539} = \mathbf{3854,478 \text{ kWh.rok}^{-1}}$$

Spotřeba energie plynového kotle:

$$E_{VYT,KOTLE,TEOR} = 13641 \text{ kWh. rok}^{-1}$$

$\eta_{Kotel} \dots$ účinnost kotle

$$E_{TUV,KOTEL} = \frac{E_{VYT,KOTEL,TEOR}}{\eta_{Kotel}} = \frac{13641}{0,95} = \mathbf{14358,947 \text{ kWh}}$$

9.4 Celková spotřeba el. energie

Tepelné čerpadlo:

$$E_{CELK} = E_{TUV,CELKEM} + E_{T\check{c},VYT} \quad [\text{kWh. rok}^{-1}] \quad (9.8)$$

$$E_{T\check{c},CELK} = 2053,783 + 3854,478 = \mathbf{5908,261 \text{ kWh. rok}^{-1}}$$

Plynový kotel:

$$E_{KOTEL,CELK} = 7608,421 + 14358,947 = \mathbf{21967,368 \text{ kWh. rok}^{-1}}$$

9.5 Provozní náklady

Ceny energií použity z cen produktů Skupiny ČEZ pro domácnosti na rok 2013. Pro tepelné čerpadlo platí tarif D56d. Po dobu 22 hodin denně využívá tzv. nízký tarif neboli NT. Zbýlé dvě hodiny je tarif vysoký neboli VT.

Tepelné čerpadlo:

tarif D56d

ceny el. Energie:	VT	-	3081,94 Kč.MWh ⁻¹
	NT	-	2752,04 Kč.MWh ⁻¹
měsíční platba za jistič nad 3x25A do 3x32A:	Pl _{jis}	-	464,64 Kč
spotřeba el. energie pro domácnost přibližně:	Sp _{ee}	-	4800 kWh.rok ⁻¹

Spotřeba el. energie:

$$N_{T\check{C}} = E_{T\check{C},CELK} * NT [K\check{C}] \quad (9.9)$$

$$N_{T\check{C}} = 5,908 * 2752,04 = \mathbf{16259\ K\check{C}}$$

Domácnost:

$$N_{DOM} = (Sp_{ee} * NT) + (Sp_{ee} * VT) [K\check{C}] \quad (9.10)$$

$$N_{DOM} = 4,4 * 2752,04 + 0,4 * 3081,94 = \mathbf{13342\ K\check{C}}$$

Stálá platba za jistič nad 3x25A do 3x32A:

$$N_{JISTI\check{C}} = 12 * Pl_{jis} [K\check{C}] \quad (9.11)$$

$$N_{JISTI\check{C}} = 12 * 464,64 = \mathbf{5576\ K\check{C}}$$

Celkové provozní náklady:

$$N_{T\check{C},CELK} = N_{T\check{C}} + N_{DOM} + N_{JISTI\check{C}} [K\check{C}] \quad (9.12)$$

$$N_{T\check{C},CELK,P} = 16259 + 13342 + 5576 = \mathbf{35177\ K\check{C}}$$

Plynový kotel:

Sazba D02d je určena domácnostem se středně velkou spotřebou energie. Je vhodná především pro taková odběrná místa, která nevyužívají elektřinu k vytápění, ani ohřevu teplé užitkové vody.

tarif D02d

ceny el. energie	VT-	4946,86 Kč.MWh ⁻¹
cena za plyn	C _{PLYN}	1547,19 Kč.MWh ⁻¹
měsíční platba za jistič nad 3x25A do 3x32A:	Pl _{jis}	116,16 Kč
stálý měsíční plat za kapacitu	Pl _{KAP}	146,17 Kč
spotřeba el. energie pro domácnost přibližně:	Sp _{ee} -	4800 kWh.rok ⁻¹

Cena za spotřebu plynu v kotli:

$$N_{KOTLE} = E_{KOTEL,CELK} * C_{PLYN} [Kč] \quad (9.13)$$

$$N_{KOTLE} = 21,967 * 1547,19 = \mathbf{33987 \text{ Kč}}$$

Domácnost:

$$N_{DOM} = Sp_{ee} * VT [Kč] \quad (9.14)$$

$$N_{DOM} = 4,8 * 4946,86 = \mathbf{23745 \text{ Kč}}$$

Stálá platba za jistič nad 3x25A do 3x32A:

$$N_{JISTIČ} = 12 * Pl_{jis} [Kč] \quad (9.15)$$

$$N_{JISTIČ} = 12 * 116,16 = \mathbf{1394 \text{ Kč}}$$

Stálé měsíční poplatky:

$$N_{POPLATKY} = 12 * Pl_{KAP} [Kč] \quad (9.16)$$

$$N_{POPLATKY} = 12 * 146,17 = \mathbf{1754 \text{ Kč}}$$

Celkové provozní náklady:

$$N_{KOTLE,CELK} = N_{KOTLE} + N_{DOM} + N_{JISTIČ} + N_{POPLATKY} [Kč] \quad (9.17)$$

$$N_{KOTLE,CELK,P} = 33987 + 23745 + 1394 + 1754 = \mathbf{60880 \text{ Kč}}$$

9.6 Návratnost

Bez dotace:

$$n = \frac{N_C}{N_{KOTLE} - N_{T\check{c}}} [rok] \quad (9.18)$$

$N_{T\check{c},CELK,\dots}$	celkové náklady	[Kč]
$N_{KOTLE,CELK,P,\dots}$	celkové provozní náklady za kotel	[Kč]
$N_{T\check{c},CELK,P,\dots}$	celkové provozní náklady tepelného čerpadla	[Kč]

$$n = \frac{251810}{60880 - 35177} = 9,8 \text{ roků}$$

Dotace Zelená úsporám pro tepelné čerpadlo voda-voda 85 000Kč

$$n = \frac{251810 - 85000}{60880 - 35177} = 6,5 \text{ roků}$$

10. Environmentální hodnocení

Tepelné čerpadla jako takové nijak neznečišťují životní prostředí, jelikož jejich primárním zdrojem je tzv. nízkopotenciální zdroj tepla. Přibližně třetina energie je dodána ve formě elektřiny pro čerpadla a kompresor. V ČR se elektřina vyrábí v převážné míře z fosilních paliv, a proto musíme zohlednit výpočet emisí, které vzniknou provozem tepelného čerpadla.

Podle uvedeného § 9, čl. 6 a 7 lze u spalovacích zdrojů ve vybraných případech, kdy se nemusí provádět měření (TZL při spalování výlučně plynného paliva nebo SO₂ při spalování kapalného paliva se zaručeným obsahem síry, který zaručuje splnění emisního limitu), stanovit emise výpočtem použitím tzv. emisních faktorů. Výpočtem se dále stanovují emise hlavních zpoplatněných látek v těch případech, kdy u zdroje nejsou předepsány emisní limity. Jedná se o SO₂ u středních zdrojů spalujících kapalná paliva s obsahem síry max. 1 % a o organické látky u spalovacích zdrojů mimo spalování dřeva a biomasy. [15]

Emisní faktor je střední měrná výrobní emise dané znečišťující látky typická pro určitou skupinu zdrojů a představuje poměr hmotnosti do ovzduší přecházející znečišťující látky ke vztažné veličině, kterou u spalovacích zdrojů je hmotnost paliva u tuhých a kapalných paliv nebo objem paliva u plynných paliv. Emisní faktory se stanovují buď měřením na zdrojích daného typu nebo výpočtem v případech, kde lze aplikovat tzv. bilanční metodu. Typickým případem aplikace bilanční metody je stanovení emisních faktorů TZL a SO₂ při spalování tuhých paliv, kde výchozí veličinou je obsah popela, resp. obsah síry v původním palivu. [15]

Následující tabulky jsou uvedeny v Příloze č. 5 nařízení vlády č. 352/2002 Sb.

TZL [kg.10 ⁻⁶ .m ⁻³]	SO ₂ [kg.10 ⁻⁶ .m ⁻³]	NO _x [kg.10 ⁻⁶ .m ⁻³]	CO [kg.10 ⁻⁶ .m ⁻³]	Organické látky [kg.10 ⁻⁶ .m ⁻³]	CO ₂ [t.MWh ⁻¹]
20	9,6	1600	320	64	0,2

Tab. 3 - Emisní faktory – zemní plyn

TZL [kg.GJ ⁻¹]	SO ₂ [kg.GJ ⁻¹]	NO _x [kg.GJ ⁻¹]	CO [kg.GJ ⁻¹]	Organické látky [kg.GJ ⁻¹]	CO ₂ [kg.GJ ⁻¹]
0,02591	0,48938	0,41570	0,03930	0,03086	325

Tab. 4 - Emisní faktory – elektřina (ze sítě)

Na základě spotřeby zemního plynu kotle a celkové spotřeby tepla tepelného čerpadla můžeme vypočítat množství vzniklých emisí.

	TZL [kg.rok ⁻¹]	SO ₂ [kg.rok ⁻¹]	NO _x [kg.rok ⁻¹]	CO [kg.rok ⁻¹]	Organické látky [kg.rok ⁻¹]	CO ₂ [kg.rok ⁻¹]
TČ	1,96	37	31,4	2,97	2,33	24582
Zemní plyn	0,04	0,02	3,04	0,61	0,12	4202

Tab. 5 - Množství emisí vyprodukovaných za rok

Následující výpočty jsou zde uvedeny jako příklad pro výpočet jednotlivých emisí.

Výpočet množství emisí TZL tepelného čerpadla:

$$TZL_{TČ} = \frac{E_{TČ,CELK}}{\eta_{Kotel}} * EF_{TZL,TČ} [kg.rok^{-1}] \quad (10.1)$$

$E_{TČ,CELK} \dots$ celková spotřeba energie tepelného čerpadla

$EF_{TZL,TČ} \dots$ emisní faktor TZL

Celková potřeba tepla tepelného čerpadla na vytápění a ohřev TV je dle [1]:

$$E_{TČ,CELK} = 71,856 \text{ GJ.rok}^{-1}$$

Množství emisí $TZL_{TČ}$:

$$TZL_{TČ} = \frac{71,856}{0,95} * 0,02591 = 1,9597 \text{ kg.rok}^{-1}$$

Tento vzorec se používá i pro výpočet ostatních látek.

Výpočet množství emisí TZL vzniklé spálením zemního plynu:

$$TZL_{ZP} = V_{ZP} * EF_{TZL,ZP} [kg.rok^{-1}] \quad (10.2)$$

$V_{ZP} \dots$ množství zemního plynu spáleného za rok

$EF_{TZL,ZP} \dots$ emisní faktor TZL

Celkové množství spáleného zemního plynu je dle [17]:

$$E_{TČ,CELK} = 1900 m^3.rok^{-1}$$

Množství emisí TZL_{ZP} :

$$TZL_{ZP} = 1900 * 20 * 10^{-6} = 0,038 kg.rok^{-1}$$

Tento vzorec se používá i pro výpočet ostatních látek kromě emisí CO_2 .

Výpočet množství emisí CO_2 u plynového kotle se liší a počítá se z následujícího vztahu:

Celková potřeba energie potřebná k pokrytí tepelných ztrát domu a ohřevu TV dle [1]

$$CO_{2,ZP} = \frac{\dot{Q}_{CELK}}{\eta_{Kotel}} * EF_{CO_2,ZP} [kg.rok^{-1}] \quad (10.3)$$

$\dot{Q}_{CELK} \dots$ celková potřeba energie potřebná k pokrytí tepelných ztrát domu a ohřevu TV

$EF_{CO_2,ZP} \dots$ emisní faktor CO_2

Množství emisí CO_2 vzniklých spálením zemního plynu:

$$CO_{2,ZP} = \frac{19,96}{0,95} * 0,2 * 10^3 = 4202,1052 kg.rok^{-1}$$

11. Závěr

Úkolem v mé diplomové práci bylo zajistit vytápění a přípravu teplé vody v rodinném domě pomocí tepelného čerpadla.

Návrh vycházel ze známé tepelné ztráty objektu, která je při venkovní teplotě -15°C $\dot{Q}_C = 6,48 \text{ kW}$. Dále jsem vycházel z klimatických poměrů v dané lokalitě. Na základě těchto klimatických údajů a mých výpočtů jsem navrhnul tepelné čerpadlo o tepelném výkonu $\dot{Q}_T = 7 \text{ kW}$ jako monovalentní zdroj. Jelikož celoroční teplota neklesla pod -16°C je tento výkon dostačující. Celková spotřeba tepla (vytápění + ohřev teplé vody) pro daný objekt je $Q_r = 19,9 \text{ MWh.rok}^{-1}$.

Náklady na zkonstruování tepelného čerpadla včetně otopného okruhu a výkopových prací činí 251810 Kč. Podmínka pro získání dotace z programu Zelená úsporám je splněná a je zde nárok pro její obdržení. Dotace se vztahuje na koupi tepelného čerpadla a jeho instalaci k nízkopotenciálnímu zdroji tepla. Po odečtení získané částky budou náklady na stavbu činit $N_{T\check{c},CELK} = 166810 \text{ Kč}$.

Náklady na provoz tepelného čerpadla jsou $N_{T\check{c},CELK,P} = 35177 \text{ Kč.rok}^{-1}$. V daném objektu je nyní hlavním zdrojem tepla plynový kotel, jehož náklady na provoz jsou $N_{KOTLE,CELK,P} = 60880 \text{ Kč}$. Prostá návratnost s dotacemi je tedy $n = 6,5 \text{ roků}$. Životnost tepelného čerpadla je dána hlavně životností kompresoru. Důležitá je tedy regulace. Životnost kompresoru se pohybuje okolo deseti let a jelikož je návratnost menší, neměli by jsme se bát dalších vedlejších investic.

Při porovnání vzniklých emisí mezi plynovým kotlem a tepelným čerpadlem jsem došel k závěru, že z environmentálního hlediska není tepelné čerpadlo pro vytápění a ohřev teplé vody moc ekologické. Je to dáno tím, že elektřina, která pohání tepelné čerpadlo se v České Republice vyrábí z fosilních paliv. Čili pokud by šlo o lokální emise, tak je produkce nulová. Ovšem když se podíváme z globálního hlediska, tak nemůžeme říct, že jsou tepelná čerpadla ekologická zařízení.

12. Seznam použité literatury

- [1] TITZ, LUKÁŠ. *Bakalářská práce Návrh tepelného čerpadla voda-voda*. 2011
- [2] DVOŘÁK, Z. ; KLAZAR, L., PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Praha : SNTL, 1987. 339 s. L12-B3-IV-31/22902
- [3] DAHLSVEEN, T., PETRÁŠ, D., HIRŠ, J. *Energetický audit budov*. 1.vyd. Bratislava: Jaga group, v.o.s., 2003. 295s. ISBN 80-88905-86-9.
- [4] KAMINSKÝ, J., VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1998. 102s. ISBN 80-7078-445-8.
- [5] STÁRKOVÁ, M., MRÁZEK K. *Klimatologické údaje*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství Stavebně technický ústav – Energetika budov a. s., 2006. 277s.
- [6] TURNER, W., DOTY, S. *Energy Management Handbook*. 3. vyd. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1997. 400s. ISBN 0-13-728098-X.
- [7] ŽERAVÍK, A. *Stavíme tepelné čerpadlo*. Přerov: EURO-PRINT spol. s.r.o., 2003. 312s. ISBN 80-239-0275-X.
- [8] PEJCL, JIŘÍ. *Bakalářská práce Absorpční tepelná čerpadla pro malé aplikace*. 2010

WWW Stránky

- [9] <http://www.pslib.cz>
- [10] <http://www.ceskenapady.cz>
- [11] <http://www.cerpadla-ivt.cz>
- [12] <http://www.mvb.cz>
- [13] <http://www.solarenavi.cz>
- [14] <http://moodle.sspbrno.cz>
- [15] <http://www.tzb-info.cz>
- [16] <http://www.spvez.cz>
- [17] <http://www.rwe.cz>

Přílohy:

- | | |
|-------------|---|
| Příloha č.1 | Sestavný výkres tepelného čerpadla |
| Příloha č.2 | Schéma zapojení tepelného čerpadla |
| Příloha č.3 | Umístění tepelného čerpadla |
| Příloha č.4 | Technická specifikace kompresoru ZH21K4E-TFD |
| Příloha č.5 | Technická specifikace kondenzátoru AlfaLaval CB14-20H |
| Příloha č.6 | Technická specifikace výparníku AlfaLaval CB26-50H (B10T) |